

# COATING MATERIAL FOR PLANT

**Publication number:** JP7047602

**Publication date:** 1995-02-21

**Inventor:** YAMAMOTO MANABU

**Applicant:** SANYO CHEMICAL IND LTD

**Classification:**

- international: **B29C61/06; B65D65/02; B65D85/50; C08L101/00;  
B29C61/06; B65D65/02; B65D85/50; C08L101/00;  
(IPC1-7): B29C61/06; B65D65/02; B65D85/50;  
C08L101/00**

- european:

**Application number:** JP19940141060 19940530

**Priority number(s):** JP19940141060 19940530; JP19930154373 19930531

**Report a data error here**

## Abstract of **JP7047602**

**PURPOSE:** To reduce the damage of a plant by the coating with a coating material in a closely bonded state and to easily remove the coating material by forming the coating material for a plant using a resin molded article shrunk upon the contact with hygroscopic moisture and also shrunk within a specific temp. range. **CONSTITUTION:** A coating material is formed from a resin molded article shrunk upon the contact with hygroscopic moisture and also shrunk at 0-50 deg.C. This resin molded article is composed of a resin prepared so as to simultaneously satisfy conditions such that glass transition temp. is 50-300 deg.C in an insulated state but becomes 20 deg.C or lower upon the absorption of hygroscopic moisture and strength at the time of the absorption of hygroscopic moisture is 1kgf/mm<sup>2</sup> or more and elongation of 100% or more. Concretely, for example, a grafted and/or blocked substance of a hydrophilic resin and a thermoplastic resin, a grafted substance of a starch derivative and polymethyl acrylate, a hydrolysate of a vinyl ester copolymer and modified polyalkylene oxide are designated.

---

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

**JP H7-47602 Y2**

Page 4, right column, from line 20 to line 39

Since the present invention has the structure described above, when, from the state in which the oil pressure actuator is being driven, the pilot valve is returned to its neutral position, then the flow amount control valve operates, and a constant flow amount flows from the pilot chamber of the direction changeover valve via the flow amount control valve to the working oil tank, and thereby the direction changeover valve slowly returns to its neutral position, so that it may be anticipated that the shock is alleviated. Furthermore when, from the state in which the oil pressure actuator is being driven, the pilot valve passes its neutral position and is abruptly operated in reverse, then the pilot pressure is conducted to the pilot conduit which is positioned on a different side from the pilot conduit in which said flow amount control valve is provided, and this pilot pressure is supplied via the connection conduit to the pilot chamber of the flow amount control valve. Due to this, the flow amount control function of said flow amount control valve, which up until now was maintained, is blocked. Accordingly, along with the pilot pressure in the pilot conduit which is positioned on the above described different side being supplied to the other pilot chamber of the direction changeover valve, a large flow amount flows from the one pilot chamber of this direction changeover valve to the working oil tank, via the flow amount control valve which has now lost its flow amount control function as described above; and, because of this operation, the direction changeover valve is directly changed over to its reverse position, so that it becomes possible to operate this oil pressure actuator immediately in reverse, in an uninterrupted manner.

Page 5, left column

50a is a spool, and 51a is a pilot chamber, to which is connected a connection conduit 52a which communicates with the passage 30b of the pilot valve 24. It should be understood that, as shown in Fig. 1, in the same manner on the side of the pressure compensation flow amount control valve 53b, there are provided a connection conduit 52b which communicates with the passage 30a of the pilot valve 24, a pilot chamber 51b, and a spool valve 50b. This spool valve 50a, pilot

chamber 51a, and connection conduit 52a constitute a blocking means which selectively blocks the flow amount control by the flow amount control valve 53a, while the spool 50b, the pilot chamber 51b, and the connection conduit 52b constitute a blocking means which selectively blocks the flow amount control by the flow amount control valve 53b.

Page 5, right column, line 25 to page 6, left column, line 16

From the state in which the control lever 23 is shifted to the left side, so that the pilot pressure passes through the pilot conduit 36a2 and enters into the pilot chamber 16a and the direction changeover valve 16 is moved to the right, whereby the oil discharged from the pump 15 is supplied to the boom cylinder rod side 11a via the conduit 18b, and the boom 8 is lowered: if the control lever 23 is abruptly moved past its neutral position all the way to the right end of its stroke, then the oil discharged from the pilot pump 21 is supplied to the port 37b of the pressure compensation flow amount control valve 53b via the passage 28, the chamber 25b, the passage 30b, and the conduit 36b1. This oil passes through the pressure compensation flow amount control valve 53b without any resistance, and is supplied via the port 38b and the pilot conduit 36b2 to the pilot chamber 16b of the direction changeover valve 16. At this time, the pressurized oil from the pilot pump 21 is also simultaneously conducted to the connection conduit 52a via the conduit 36b1 as well, so that the oil in the pilot chamber 16a of the direction changeover valve 16 arrives at the pilot chamber 51a of the flow amount control valve 53a on the side for return to the tank 17. This pressurized oil presses the piston 50a leftwards, and, via the spring 43a, the spool 39a is shifted leftwards against a spool return force due to the pressure difference which is generated by the spring 44 and the restrictor 40a, so that the flow amount control function of the flow amount control valve 53a is blocked. In this state, the oil in the pilot chamber 16a flows from the conduit 36a2 and the port 38a via the ring shaped grooves 47a and 46a into the port 37a without any resistance, and is returned to the tank 17 via the conduit 36a1, the passage 30a, and the chamber 25a. Due to this, the direction changeover valve 16 moves abruptly in the leftward direction, and the oil discharged from the pump 15 flows into the bottom side boom cylinder 11b via the conduit 18a, so that the boom 8 starts to rise with no time lag. When from this state the control lever 23 is abruptly moved leftwards, in the same manner as described above,

the flow amount control function of the flow amount control valve 53b is blocked, and the boom 8 starts to lower without any time lag; so that continuous operation is performed for smooth boom raising and lowering.

In this manner, with this embodiment, in the case of continuous operation in which commands for reverse operation are executed, such as, for example, lowering the boom after having raised the boom, or raising the boom after having lowered the boom, there is no time lag, and it is possible to perform such successive operations irrespective of the size of the restrictor 40a, so that accordingly it is possible to set the restrictor 40a as small as desired. Due to this, it is possible sufficiently to delay the return speed of the direction changeover valve 16 when abruptly stopping a single operation of boom raising or boom lowering, and it is possible greatly to mitigate the shock which is applied to the vehicle body as a whole when stopping, so that it is possible to enhance the quality of control and the durability of the machine, and it is possible to reduce the sense of fatigue experienced by the operator. Furthermore, since it is possible to perform successive opposite operations abruptly, accordingly it is possible to implement the task of pressing down the surface of the ground with the bucket, or the like, all together.

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 実用新案公報 (Y 2)

(11) 実用新案出願公告番号

実公平7-47602

(24) (44) 公告日 平成7年(1995)11月1日

(51) Int.Cl. <sup>6</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 5 B 11/08	A	8512-3H		
E 0 2 F 3/43	B			
9/22	E			
F 1 5 B 11/00		8512-3H	F 1 5 B 11/ 00	V
請求項の数3(全 9 頁)				

(21) 出願番号	実願昭63-60030	(71) 出願人	999999999 日立建機株式会社 東京都千代田区大手町2丁目6番2号
(22) 出願日	昭和63年(1988)5月9日	(72) 考案者	三原 新一 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内
(65) 公開番号	実開平1-163201	(74) 代理人	弁理士 武 顕次郎
(43) 公開日	平成1年(1989)11月14日	審査官	窪田 治彦
		(56) 参考文献	実開 昭62-44105 (J P, U) 実開 昭64-49704 (J P, U) 実開 平1-121703 (J P, U)

(54) 【考案の名称】 方向切換弁駆動油圧回路

1

【実用新案登録請求の範囲】

【請求項1】油圧アクチュエータの駆動を制御する方向切換弁と、  
この方向切換弁を操作するパイロット弁と、  
上記方向切換弁の一方のパイロット室と、上記パイロット弁とを接続する一方のパイロット管路と、  
上記方向切換弁の他方のパイロット室と、上記パイロット弁とを接続する他方のパイロット管路と、  
上記一方のパイロット管路および上記他方のパイロット管路のうちの少なくとも1つのパイロット管路に設けられ、上記パイロット弁から上記方向切換弁のパイロット室へは自由に圧油を通過させ、上記方向切換弁のパイロット室から上記パイロット弁へは圧油の流れを制限可能な流量制御弁とを備えた方向切換弁駆動油圧回路において、

2

上記流量制御弁に形成され、当該流量制御弁による流量制御を阻止するパイロット圧が導かれるパイロット室と、  
このパイロット室と、当該流量制御弁が配置されるパイロット管路とは異なる側に位置するパイロット管路とを接続する接続管路とを設けたことを特徴とする方向切換弁駆動油圧回路。  
【請求項2】上記一方のパイロット管路(36a, 36a)に上記流量制御弁(53a)を設け、上記他方のパイロット管路(36b, 36b)に上記流量制御弁(53b)を設けるとともに、  
上記流量制御弁(53a)に形成され、当該流量制御弁(53a)による流量制御を阻止するパイロット圧が導かれるパイロット室(51a)と、  
このパイロット室(51a)と、上記流量制御弁(53b)の

前段に位置する上記他方のパイロット管路（36b<sub>1</sub>）とを接続する接続管路（52a）と、

上記流量制御弁（53b）に形成され、当該流量制御弁（53b）による流量制御を阻止するパイロット圧が導かれるパイロット室（51b）と、

このパイロット室（51b）と、上記流量制御弁（53a）の前段に位置する上記一方のパイロット管路（36a<sub>1</sub>）とを接続する接続管路（52b）とを設けたことを特徴とする請求項（1）記載の方向切換弁駆動油圧回路。

【請求項3】上記流量制御弁は、圧力補償付流量制御弁であることを特徴とする請求項（1）または（2）記載の方向切換弁駆動油圧回路。

【考案の詳細な説明】

〈産業上の利用分野〉

本考案は油圧シヨベル等の油圧機械のアクチュエータを駆動制御する方向切換弁を、パイロット圧で駆動する方向切換弁駆動油圧回路に係り、特に当該アクチュエータの負荷が慣性体である場合に好適な方向切換弁駆動油圧回路に関する。

〈従来の技術〉

各種油圧機械には所要の油圧アクチュエータが備えられ、これらの油圧アクチュエータを適宜駆動することにより当該油圧機械の所期の動作を達成させることができる。ところで、上記油圧アクチュエータの駆動は、それぞれの油圧アクチュエータの方向切換弁により制御され、これら方向切換弁は操作レバーの操作により駆動される。近年、方向切換弁をパイロット圧を用いて駆動するパイロット式操作装置が一般に使用されている。このようにパイロット圧を用いた方向切換弁駆動油圧回路を油圧シヨベルにおける使用例を例示して説明する。

第3図および第4図は油圧シヨベルの概略構成の側面図および平面図である。図で、1は上部旋回体、2は下部走行体、3は上部旋回体1を旋回させる旋回モータ（油圧モータ）、4、6はそれぞれ下部走行体2の左右の履帯、5、7はそれぞれ下部走行体2を走行させる左右の走行モータ（油圧モータ）である。8は上部旋回体1に回動自在に支持されたブーム、9はブーム8に回動自在に支持されたアーム、10はアーム9に回動自在に支持されたバケットである。11はブームシリンダ、12はアームシリンダ、13はバケットシリンダであり、それぞれブーム8、アーム9、バケット10を駆動する。

第5図は、第3図に示す方向切換弁駆動油圧回路の回路図である。図で、15は油圧シヨベルに搭載された油圧ポンプ、16は油圧ポンプ15からブームシリンダ11への油圧の供給を制御する方向切換弁、16a、16bは方向切換弁16の左右両側に設けられたパイロット室、17は作動油タンク、18a、18bは方向切換弁16とブームシリンダ11を接続する左右の主管路である。

21はパイロット油圧ポンプ、22はパイロット油圧ポンプ21の最高吐出圧力を規定するリリーフ弁、23はブームシ

リンダ11の駆動を操作する操作レバー、24は操作レバー23により切換えられるパイロット弁、25a、25bはパイロット弁24の2つの室、26a、26bは各室25a、25bに挿入されたスプール、27a、27bは各スプール26a、26bに連結されたロッドである。28はパイロット油圧ポンプ21と各室25a、25bとを連結する通路、29は作動油タンク17と各室25a、25bとを連結する通路、30a、30bは方向切換弁16と各室25a、25bとを連結する通路である。31a、31bはそれぞれ通路30a、30bと方向切換弁16のパイロット室16a、16bとを連結するパイロット管路である。

ここで、第5図に示す油圧回路の動作を第6図（a）～（c）に示すタイムチャートを参照しながら説明する。今、油圧シヨベルのオペレータが時刻 $t_1$ において操作レバー23を第5図の左側に倒すと、スプール26aが移動し、パイロット油圧ポンプ21からの圧油は通路28、室25a、通路30a、管路31aを経て方向切換弁16のパイロット室16aに供給される。これにより、方向切換弁16は第6図（b）に示すように時刻 $t_2$ において作動を開始し、時刻 $t_3$ において最大変位量となる。操作レバー23が操作されてから方向切換弁16が駆動開始するまでの応答遅れはパイロット管路31a等の中の作動油の圧縮性により生じ、その時間（ $t_3 - t_1$ ）は、パイロット油圧ポンプ21の吐出油が方向切換弁16のパイロット室16aに供給されときの圧損、作動油ホース等の圧縮性により定まる。第6図（b）に示すように、方向切換弁16が中立位置から左側位置に駆動されると、油圧ポンプ15の圧油は方向切換弁16、主管路18bを介してブームシリンダロッド側11aへ供給され、主管路18bには第6図（c）に示すように圧力が生じ、ブームシリンダ11は縮みブーム8は下がり始め以後下がり続ける。

時刻 $t_4$ に至り、ブーム8を停止すべくオペレータが操作レバー23を中立位置に戻すと、パイロット弁24の室25aは通路28と遮断状態、通路29と導通状態となり、パイロット室16aはパイロット管路31aおよびパイロット弁24を介して作動油タンク17と導通する。したがって、方向切換弁16は第6図（b）に示すように、時刻 $t_4$ から僅かに遅れた時刻 $t_5$ で戻り作動を開始し、時刻 $t_6$ で中立位置となる。この場合の方向切換弁16の戻り速度は、方向切換弁16の両端に設けられているばねのばね力、およびパイロット管路31aとパイロット弁24に生じる戻り圧損により定まる。

方向切換弁16の戻り動作が開始されると、第6図（c）に示すように、ブームシリンダボトム側11bの圧力はブーム8の慣性が大きいため急激に上昇しブーム8の降下が抑えられ、その後ブーム8は停止する。

ところで上記従来の回路では操作レバー23が操作位置から中立位置へ戻されたとき、方向切換弁16が中立位置へ戻る戻り速度は極めて速く、このため主管路18aに生じるブレーキ圧の立ち上がりも第6図（c）に示すように極めて急峻となり、停止時の油圧シヨベルの車体全体に

加わる衝撃も又極めて大きなものとなる。したがって、その操作性は低下し、オペレータの疲労感は増大し、加えて機械の耐久性は損なわれるという欠点を生じていた。このような欠点は、上記油圧シヨベルのブーム下げ動作に限らず、その他の作業機械の油圧アクチュエータにおいても発生し、特に当該油圧アクチュエータの負荷の慣性が高い程その欠点が著しく現れる。

そこで実願昭60-135597号に示す方向切換弁駆動油圧回路が提案された。以下、この従来技術について述べる。第7図はこの従来別の方向切換弁駆動油圧回路を示す回路図である。同図中、35a、35bは方向切換弁16とパイロット弁24との間に介在させた圧力補償付流量制御弁である。36a<sub>1</sub>、36b<sub>1</sub>は各圧力補償付流量制御弁35a、35bとパイロット弁24を接続するパイロット管路、36a<sub>2</sub>、36b<sub>2</sub>は各圧力補償付流量制御弁35a、35bと方向切換弁16の各パイロット室16a、16bとを接続するパイロット管路である。圧力補償付流量制御弁35a、35bの詳細構造は第8図により説明する。

第8図は第7図に示す圧力補償付流量制御弁の断面図である。図には一方の圧力補償付流量制御弁35aのみが示されているが、他方の圧力補償付流量制御弁35bの構造も同じであるので、その図示と説明は省略する。図で、37aはパイロット管路36a<sub>1</sub>が接続されるポート、38aはパイロット管路36a<sub>2</sub>が接続されるポート、39aはスプール、40aはスプール39aに設けられた絞りである。41a、42aはそれぞれ絞り40aの両側に形成される油室、43a、44aはスプール39aの両側に装架されたばね、45aはスプール39aに設けられた穴である。穴45aは油室41aに面して貫通形成されている。46aはポート37aに連続して形成された環状溝、47aはポート38aに連続して形成された環状溝である。48a、49aはスプール39aと摺動するランドである。

次に、これらの第7、8図に示す方向切換弁駆動油圧回路の動作を第9(a)～(c)に示すタイムチャートを参照しながら説明する。なお、第9図(a)～(c)に示す時刻において、第6図(a)～(c)に示す時刻と同一時刻には同一符号が付してある。この符号から判るように、以下の説明における操作レバー23の変位は、第6図(a)に示す変位と同一である。

今、油圧シヨベルのオペレータが時刻 $t_1$ において操作レバー23を図の左側に倒すと、スプール26aが移動し、パイロット油圧ポンプ21からの圧油は通路28、室25a、通路30、管路36a<sub>1</sub>を経て圧力補償付流量制御弁35aのポート37aに供給される。この油は環状溝46a、穴45a、油室41aを経て絞り40aを通り油室42aに抜ける。このとき、絞り40aを通る油量が多くなると、絞り40aの両側に差圧を生じ、この差圧がばね44aのばね力より大きくなると、図示の中立位置にあつたスプール39aは図の左方へ移動する。このため、油は環状溝46a、47aを通りポート38a、パイロット管路36a<sub>2</sub>を経て方向切換弁16のパイロツ

ト室16aに供給される。これにより、方向切換弁16は第9図(b)に示すように前述の応答遅れをもつて時刻 $t_2$ において作動を開始し、時刻 $t_3$ において最大変位量となる。

方向切換弁16が中立位置から左側位置に駆動されると、油圧ポンプ15の圧油は方向切換弁16、主管路18bを経てブームシリンダ11へ供給され、ブームシリンダボトム側11bの圧力は第9(c)に示すように上昇し、ブーム8は降下しはじめる。その後降下し続け、時刻 $t_4$ に至り操作レバー23が中立位置に戻されると、パイロット弁24の室25aは作動油タンク14と導通する。したがって、ポート37a、環状溝46a、穴45a、油室41aは作動油タンク17に導通し、油室42a側の圧力が油室41a側の圧力より高くなる。これにより、方向切換弁16のパイロット室16aに供給されていた油はポート38aから圧力補償付流量制御弁35aに流入する。この油は油室42aから絞り40aを通り、油室41a、穴45a、環状溝46a、ポート37a、パイロット管路36a<sub>1</sub>、パイロット弁24を経て作動油タンク17に流れる。このとき、絞り40aを通過する油量が多くなり、絞り40aの両側の差圧がばね43aのばね力より大きくなると、スプール39aは右方へ移動する。このため、穴45aとランド48aのラツプ量は大きくなり、ここを通る油の量は制限される。そして、さらに油が流れると、スプール39aはさらに右方へ移動し、穴45aは塞がれて油の流れは停止する。そうすると、絞り40aを通る油の量は0となるので、絞り40aの両側の差圧も0となり、ばね43aのばね力によりスプール39aは左方へ移動して再び油を通過せしめる。短時間内におけるこのような動作の繰返しにより、遂には絞り40aに発生する上記差圧とばね43aのばね力とが釣り合うような流量が生じる個所でスプール39aが停止する。即ち、パイロット室16a、パイロット管路36a<sub>2</sub>を経て圧力補償付流量制御弁35aからパイロット管路36a<sub>1</sub>、パイロット弁24、作動油タンク17に流出する油の流量は一定流量となる。したがって、第9図(b)に示すように、方向切換弁16は操作レバー23が急速に中立位置に戻されてもその戻り速度は遅く、時刻 $t_4$ よりも可成り遅い時刻 $t_4'$ に至つてようやく中立位置に戻る。

方向切換弁16の中立位置への戻り速度が上記のように制限されると、主管路18a、18bの遮断も急速には行われず、したがって、第9図(c)に示すように、主管路18aに生じるブレーキ圧力の上昇もゆるやかとなる。このため、停止時に油圧シヨベルの車体全体に加わる衝撃も大幅に緩和され、操作性や機械の耐久性は向上し、オペレータの疲労感も低減させることができる。

〈考案が解決しようとする問題点〉

しかしながら、上記した実願昭60-135597号に記載の技術にあつては、以上のように停止時のシヨックを軽減することができたが流量制御弁が有るため次のような不具合が生じる。

50 今、操作レバー23を第7図の左側に倒し、前述の様に方

向切換弁16のバイロット室16aにバイロットポンプ21からの圧油が供給され、方向切換弁16が中立位置から左側位置に駆動され、油圧ポンプ15の圧油が方向切換弁16、主管路18aを経てブームシリンダ11へ供給され、ブーム8が降下している時に、操作レバー23を急激に右側に動かしブーム8を上方へ持ち上げようとした場合、方向切換弁16のバイロット室16aに供給された油はポート38aから圧力補償付流量制御弁35aに流入し、タンク17に戻るが前述のようにスプール39aが右方に移動し、バイロット室16a、バイロット管路36aを経て圧力補償付流量制御弁35aからバイロット管路36a、バイロット弁24、作動油タンク17に流出する油の流量は一定流量となり、方向切換弁16はゆつくり中立位置に戻る。

一方、操作レバーが右方向に動かされたため、方向切換弁16のバイロット室16bには、バイロット油圧ポンプ21からの圧油が供給され方向切換弁16を左方向に動かそうとするが、前述のように流量制御弁35aがバイロット室16aからバイロット弁24を経て作動油タンク17に流出する流量を一定に保とうとするため、方向切換弁16はゆつくりと左方に移動し、それ故ブームが上がり始めるまでに大きなタイムラグがでる。このタイムラグは絞り40aが小さい程大きい。

すなわち、方向切換弁16の戻りを遅くして、停止時のショックを軽減しようとする程、このブーム下げからブーム上げ、あるいはブーム上げからブーム下げへの連続切換え動作におけるタイムラグが大きくなる。油圧シヨベル等においては連続的にブーム8の上げ、下げを繰返してバケット10で地面を押しつける作業があるが、このような作業において上述のタイムラグは有害であり、停止時のショックを十分に軽減させようとして絞り40aを小さくすると、上述した地面を押しつける作業が不可能となる。

なお、通常方向切換弁を中立位置から左あるいは右方向に動かす際にもタイムラグがでるのではないかという疑問が生じるが、操作レバー23が中立位置に有り、方向切換弁16が中立位置に有る時には、管路36a及び36bはタンク17に通じていて圧力が低い。この状態から操作レバー23を左側に動かして方向切換弁16が右に動き始めた場合、管路36bの油の圧縮性と、管路自体のばう張で、流量制御弁35bによる抵抗はほとんどなく、方向切換弁16はすみやかに右方に移動して動き始めのタイムラグはほとんどない。

本考案は、上記した従来技術における実情に鑑みてなされたもので、その目的は、アクチュエータ停止時のショックの軽減を図ることができるとともに、該アクチュエータの連続急逆動作を実現させることができる方向切換弁駆動油圧回路を提供することにある。

〈課題を解決するための手段〉

この目的を達成するために本考案は、油圧アクチュエータの駆動を制御する方向切換弁と、

この方向切換弁を操作するバイロット弁と、  
上記方向切換弁の一方のバイロット室と、上記バイロット弁とを接続する一方のバイロット管路と、  
上記方向切換弁の他方のバイロット室と、上記バイロット弁とを接続する他方のバイロット管路と、  
上記一方のバイロット管路および上記他方のバイロット管路のうちの少なくとも1つのバイロット管路に設けられ、上記バイロット弁から上記方向切換弁のバイロット室へは自由に圧油を通過させ、上記方向切換弁のバイロット室から上記バイロット弁へは圧油の流れを制限可能な流量制御弁とを備えた方向切換弁駆動油圧回路において、  
上記流量制御弁に形成され、当該流量制御弁による流量制御を阻止するバイロット圧が導かれるバイロット室と、  
このバイロット室と、当該流量制御弁が配置されるバイロット管路とは異なる側に位置するバイロット管路とを接続する接続管路とを設けた構成にしてある。

〈作用〉

20 本考案は、上記のように構成してあることから、油圧アクチュエータが駆動している状態からバイロット弁を中立位置に戻したときは、流量制御弁が作動して方向切換弁のバイロット室から流量制御弁を介して作動油タンクに一定流量が流れ、これにより方向切換弁はゆつくりと中立位置に復帰し、ショックの軽減が図られる。また、油圧アクチュエータが駆動している状態からバイロット弁を中立位置を越えて急逆動作させると、当該流量制御弁が配置されるバイロット管路と異なる側に位置するバイロット管路にバイロット圧が導かれ、このバイロット  
30 圧が接続管路を介して当該流量制御弁のバイロット室に与えられる。これにより、それまで保持されていた当該流量制御弁の流量制御機能が阻止される。したがって、上述した異なる側に位置するバイロット管路のバイロット圧が方向切換弁の他方のバイロット室に与えられるとともに、この方向切換弁の一方のバイロット室から上述の流量制御機能を失った流量制御弁を介して作動油タンクに多量の流量が流れ、これらにより方向切換弁は直ちに逆位置に切換えられ、当該油圧アクチュエータの連続急逆動作が可能となる。

40 〈実施例〉

以下、本考案の方向切換弁駆動油圧回路を図に基づいて説明する。

第1図は本考案の一実施例を示す回路図である。図中、53a、53bは方向切換弁16とバイロット弁24との間に介在させた圧力補償付流量制御弁である。36a<sub>1</sub>、36b<sub>1</sub>は各圧力補償付流量制御弁53a、53bとバイロット弁24を接続するバイロット管路、36a<sub>2</sub>、36b<sub>2</sub>は各圧力補償付流量制御弁53a、53bと方向切換弁16の各バイロット室16a、16bとを接続するバイロット管路である。圧力補償付流量制御弁53a、53bの詳細構造を第2図により説明する。  
50

第2図は第1図に示す圧力補償付流量制御弁の断面図である。図には一方の圧力補償付流量制御弁53aのみが示されているが、他方の圧力補償付流量制御弁53bの構造も同じであるので、その図示と説明は省略する。図で、37aはパイロット管路36a<sub>1</sub>が接続されるポート、38aはパイロット管路36a<sub>2</sub>が接続されるポート、39aはスプール、40aはスプール39aに設けられた絞りである。41a、42aはそれぞれ絞り40aの両側に形成される油室、43a、44aはスプール39aの両側に装架されたばね、45aはスプール39aに設けられた穴である。穴45aは油室41aに面して貫通形成されている。46aはポート37aに連続して形成された環状溝、47aはポート38aに連続して形成された環状溝である。48a、49aはスプール39aと摺動するランドである。

また、50aはスプール、51aはパイロット弁24の通路30bに連通する接続管路52aが接続されるパイロット室である。なお、第1図に示すように、圧力補償付流量制御弁53b側にも同様に、パイロット弁24の通路30aに連通する接続管路52bと、パイロット室51b、スプール弁50bとを設けてある。これらのスプール弁50aとパイロット室51aと接続管路52aは流量制御弁53aの流量制御を選択的に阻止する阻止手段を構成し、スプール50bとパイロット室51bと接続管路52bは流量制御弁53bの流量制御を選択的に阻止する阻止手段を構成している。

このように構成した実施例にあつて、今、油圧シヨベルのオペレータが操作レバー23を図の左側に倒すと、スプール26aが移動し、パイロット油圧ポンプ21からの圧油は通路28、室25a、通路30a、管路36a<sub>1</sub>を経て圧力補償付流量制御弁53aのポート37aに供給される。この油は環状溝46a、穴45a、油室41aを経て絞り40aを通り油室42aに抜ける。このとき、絞り40aを通る油量が多くなると、絞り40aの両側に差圧を生じ、この差圧がばね44aのばね力より大きくなると、図示の中立位置にあつたスプール39aは図の左方へ移動する。このため、油は環状溝46a、47aを通りポート38a、パイロット管路36a<sub>2</sub>を経て方向切換弁16のパイロット室16aに供給される。これにより、方向切換弁16は作動を開始する。そして、方向切換弁16が中立位置から左側位置に駆動されると、油圧ポンプ15の油圧は方向切換弁16、主管路18bを経てブームシリンダ11へ供給され、ブームは下降する。

このような状態から操作レバー23が中立位置に戻されると、パイロット弁24の室25aは作動油タンク17と導通する。したがつて、ポート37a、環状溝46a、穴45a、油室41aは作動油タンク17に導通し、油室42a側の圧力が油室41a側の圧力より高くなる。これにより、方向切換弁16のパイロット室16aに供給されていた油はポート38aから圧力補償付流量制御弁53aに流入する。この油は油室42aから絞り40aを通り、油室41a、穴45a、環状溝46a、ポート37a、パイロット管路36a<sub>1</sub>、パイロット弁24を経て作動油タンク17に流れる。このとき、絞り40aを通過する油

量が多くなり、絞り40aの両側の差圧がばね43aのばね力より大きくなると、スプール39aは右方へ移動する。このため、穴45aとランド48aのラップ量は大きくなり、ここを通る油の量は制限される。そして、さらに油が流れると、スプール39aはさらに右方へ移動し、穴45aは塞がれて油の流れは停止する。そうすると、絞り40aを通る油の量は0となるので、絞り40aの両側の差圧も0となり、ばね43aのばね力によりスプール39aは左方へ移動して再び油を通過させる。短時間内におけるこのような動作の繰返しにより、遂には絞り40aに発生する上記差圧とばね43aのばね力とが釣り合うような流量が生じる個所でスプール39aが停止する。即ち、パイロット室16a、パイロット管路36a<sub>2</sub>を経て圧力補償付流量制御弁53aからパイロット管路36a<sub>1</sub>、パイロット弁24、作動油タンク17に流出する油の流量は一定流量となる。したがつて、方向切換弁16は操作レバー23が急速に中立位置に戻されてもその戻り速度は遅く、ゆるやかに中立位置に戻る。方向切換弁16の中立位置への戻り速度が上記のように制限されると、主管路18a、18bの遮断も急速には行われず、したがつて主管路18aに生じるブレーキ圧力の上昇もゆるやかとなる。このため、停止時に油圧シヨベルの車体全体に加わる衝撃も大幅に緩和され、操作性や機械の耐久性は向上し、オペレータの疲労感も低減させることができる。

また、操作レバー23が左側に動かされ、パイロット圧がパイロット管路36a<sub>2</sub>を通つて、パイロット室16aに入り、方向切換弁16が右方に動かされポンプ15の吐出油が管路18bを通つてブームシリンダロッド側11aに供給されブーム8が降下している状態で操作レバー23を急激に中立位置を越えて右側ストロークエンドまで動かした場合、パイロットポンプ21の吐出油が通路28、室25b、通路30b、管路36b<sub>1</sub>を経て圧力補償付流量制御弁53bのポート37bに供給される。この油は、圧力補償付流量制御弁53bを抵抗なく通り、ポート38b、パイロット管路36b<sub>2</sub>を経て、方向切換弁16のパイロット室16bに供給される。このとき、パイロットポンプ21の圧油は管路36b<sub>1</sub>を通つて接続管路52aにも同時に導かれ、方向切換弁16のパイロット室16aの油がタンク17に戻る側の流量制御弁53aのパイロット室51aに達する。この圧油は、ピストン50aを左方に押し、ばね43aを介し、スプール39aを、ばね44a及び絞り40aにより発生する差圧によるスプール戻し力に反して左方に動かし、当該流量制御弁53aの流量制御機能を阻止させる。この状態においては、パイロット室16aの油は管路36a<sub>2</sub>、ポート38aから環状溝47a、46aを通り、ポート37aに抵抗なく流れ込み、管路36a<sub>1</sub>、通路30a、室25aを通りタンク17に戻る。このため、方向切換弁16は急激に左方向に動き、ポンプ15の吐出油は管路18aを通りブームシリンダボトム側11bに流れ込み、ブーム8は時間遅れなく上昇を始める。この状態から操作レバー23を急激に左方に操作した場合、前述と同様に流量制

11

御弁53bの流量制御の機能が阻止され、時間遅れなくブーム8は降下し始めスムーズなブーム上げ下げの連続動作がおこなわれる。

このように、本実施例にあつては、逆動作指令例えばブーム上げからブーム下げ、またブーム下げからブーム上げをおこなわせるような連続動作において時間遅れがなく、また絞り40aの大きさに関係なくこの連続動作をおこなうことができ、したがって絞り40aを十分に小さく設定することができる。これにより、ブーム上げ、あるいはブーム下げ単独動作における急激停止時の方向切換弁16の戻り速度を十分に遅くすることができ、停止時の車体全体に加わる衝撃を大幅に緩和でき、操作性や機械の耐久性は向上し、オペレータの疲労感を低減させることができる。また、連続急逆動作をおこなうことができるので、バケットによる地面の押しつけ作業等を併せて実現させることができる。

〈考案の効果〉

本考案の方向切換弁駆動油圧回路は、以上のように構成したことから、アクチュエータ停止時のシヨックの軽減\*

12

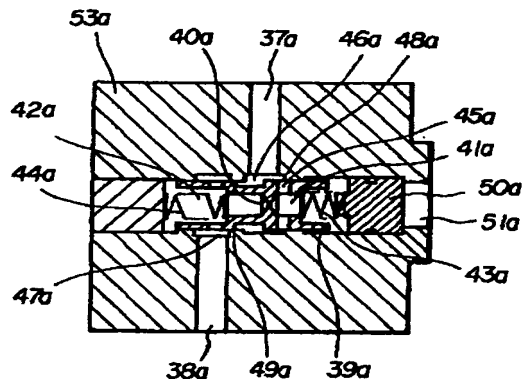
＊を図ることができ、機械の耐久性の向上と操作者の疲労感の低減とを実現できるとともに、連続急逆動作を実現させることができ、作業性の向上を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

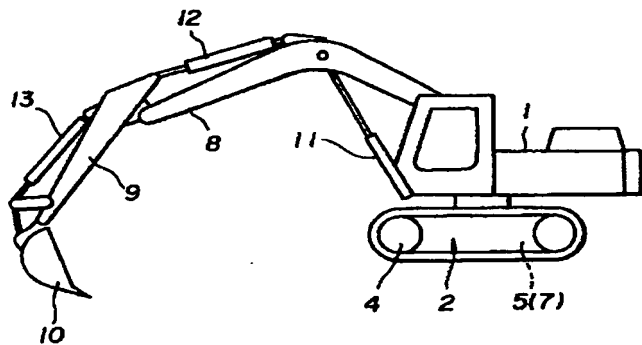
第1図は本考案の方向切換弁駆動油圧回路の一実施例を示す回路図、第2図は第1図に示す方向切換弁駆動油圧回路に備えられる圧力補償付流量制御弁の断面図、第3図および第4図はそれぞれ油圧シヨベルの概略構成を示す側面図および平面図、第5図は従来の方向切換弁駆動油圧回路を示す回路図、第6図(a)、(b)、(c)は第5図に示す回路の動きを説明するタイムチャート、第7図は従来の別の方向切換弁駆動油圧回路を示す回路図、第8図は第7図に示す方向切換弁駆動油圧回路に備えられる圧力補償付流量制御弁の断面図、第9図

(a)、(b)、(c)は第7図に示す回路の動きを説明するタイムチャートである。  
24……パイロット弁、50a、50b……スプール、51a、51b……パイロット室、52a、52b……接続管路、53a、53b……圧力補償付流量制御弁。

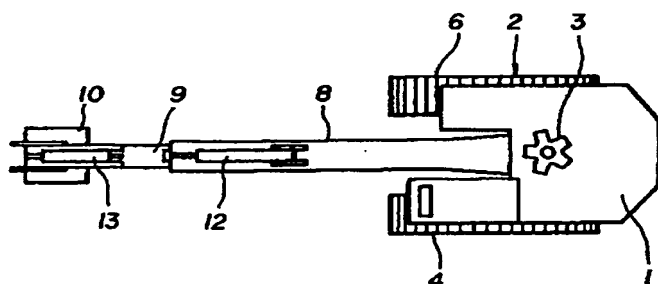
【第2図】



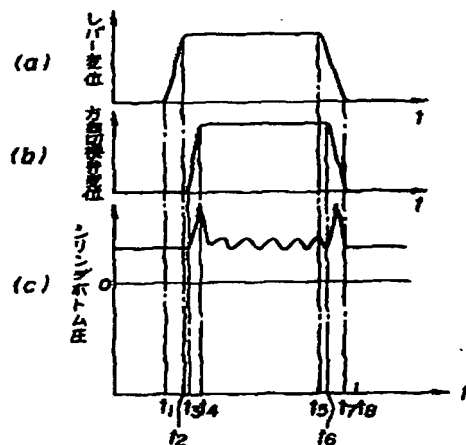
【第3図】



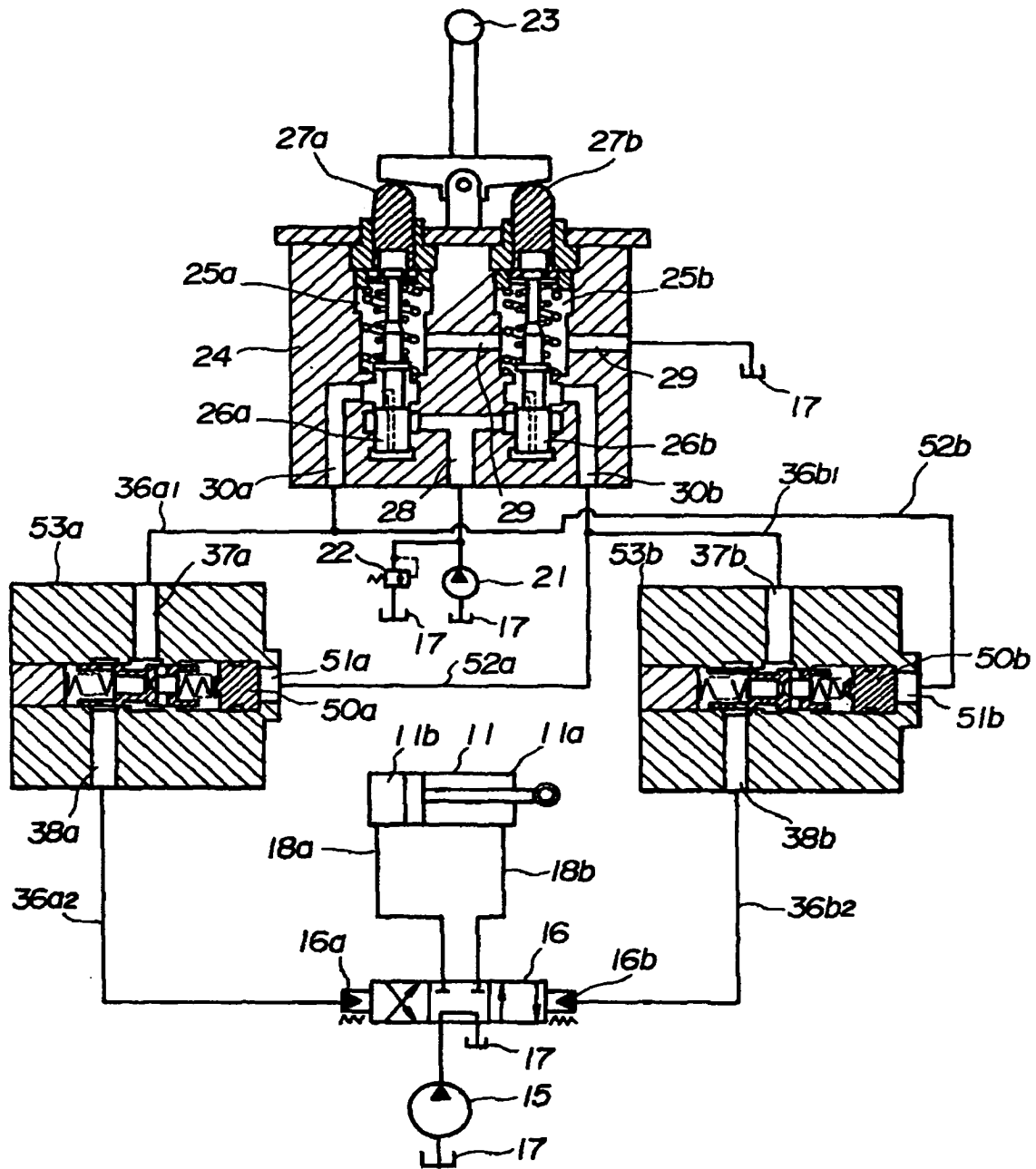
【第4図】



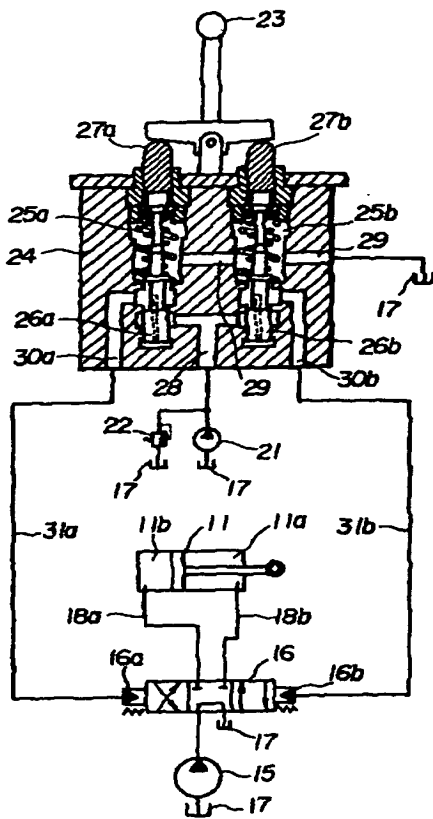
【第6図】



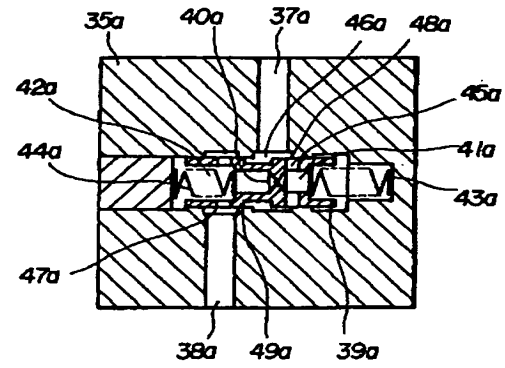
【第1図】



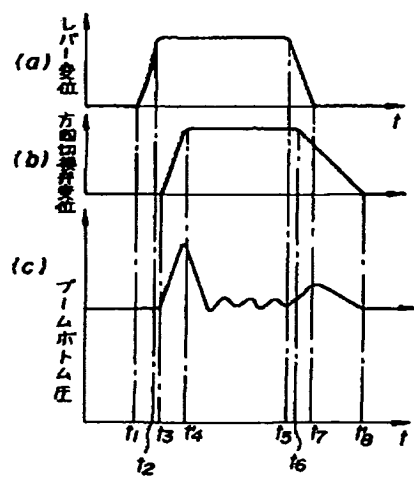
【第5図】



【第8図】



【第9図】



【第7図】

